

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : **11-151957**
 (43)Date of publication of application : **08.06.1999**

(51)Int.Cl.

B60K 41/28
 F16H 47/06
 // F16D 7/00

(21)Application number : **10-214357**

(71)Applicant : **VAN DOORNES TRANSMISSIE BV**

(22)Date of filing : **29.07.1998**

(72)Inventor : **VAN VUUREN SEBASTIAAN
 WIJNANDUS M
 PELDERS HENDRIKUS
 ADRIANUS A W**

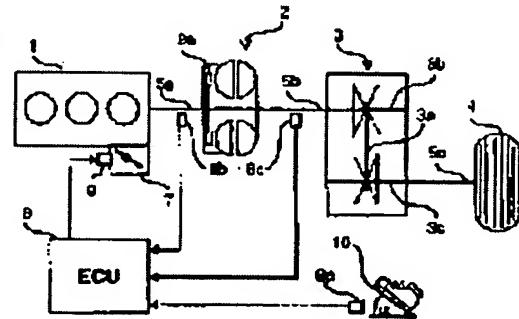
(30)Priority

Priority number : **97 1006684** Priority date : **29.07.1997** Priority country : **NL**

(54) DRIVING GEAR

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a driving gear suited by an actual condition in automobile operation.
SOLUTION: A device has a torque converter 2 provided with an engine 1, input shaft 5a, and an output shaft 5b continuously in a drive direction, and a continuously variable transmission device 3 provided with a primary/secondary shaft 3b, 3c. Relating to a driving gear able to transmit torque by utilizing friction force between these torque converter and transmission device. By combination of the engine 1 and the torque converter 2, nominal torque generated in the primary shaft of the transmission device 3 is larger than maximum slip torque of the transmission device 3, in the driving gear, a torque limiter device 6, 8, 9 is provided, this device acts in a part 7 of the driving gear, during operation, by combination of the engine 1 and the torque converter 2, actually generated torque in the primary shaft 3b of the transmission device 3 is limited.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] **14.07.2005**

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application]

converted registration]
[Date of final disposal for application]
[Patent number]
[Date of registration]
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]
[Date of extinction of right]

特開平11-151957

(43)公開日 平成11年(1999)6月8日

(51) Int. Cl. 6
B60K 41/28
F16H 47/06
// F16D 7/00

識別記号

F I
B60K 41/28
F16H 47/06
F16D 7/00

L

審査請求 未請求 請求項の数13 O L (全10頁)

(21)出願番号 特願平10-214357
(22)出願日 平成10年(1998)7月29日
(31)優先権主張番号 1006684
(32)優先日 1997年7月29日
(33)優先権主張国 オランダ (NL)

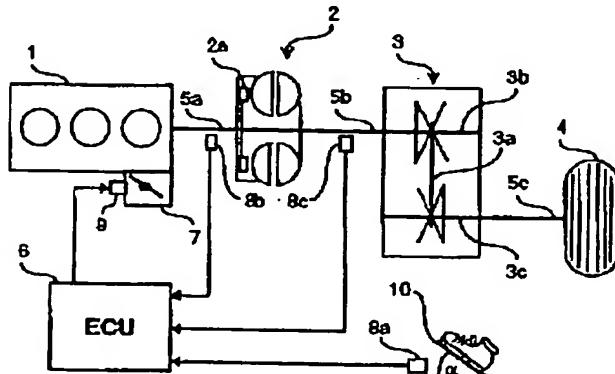
(71)出願人 592180177
ファン ドールネズ トランスマツシイ
ベスローテン フェンノートシャッブ
オランダ国テイルブルグ, ドクター エイ
チ, ファン ドールネベグ 120
(72)発明者 セバスチャン ウィユナンドウス マリー
パン ブーレン
オランダ国 テテリンゲン, ドクター ハ
イン ホエベンラーン 2
(72)発明者 ヘンドリクス アドリアヌス アルノルド
ウス ヴィルヘルミナ ペルデルス
オランダ国 ヌランド, ツオメルディユク
21
(74)代理人 弁理士 渋村 皓 (外3名)

(54)【発明の名称】駆動装置

(57)【要約】 (修正有)

【課題】 自動車運転の実際状況により適応した駆動装置を提供する。

【解決手段】 駆動方向において連続的にエンジン1と、入力シャフト5aと出力シャフト5bを備えたトルクコンバータ2と、1次シャフト3bと2次シャフト3cとを備えた連続可変的なトランスマッキション装置3とを有し、これらの間で摩擦力をを利用してトルクを伝達することができる駆動装置に関する。該エンジン1と該トルクコンバータ2との組み合わせによってトランスマッキション装置3の1次シャフトにおいて発生する公称的なトルクが、トランスマッキション装置3の最大滑りトルクより大きく、また、該駆動装置にはトルクリミッター装置6、8、9が設けられており、これが駆動装置の部品7に作用して、運転中にエンジン1とトルクコンバータ2の組み合わせによってトランスマッキション装置3の1次シャフト3bにおいて実際的に発生されるトルクが制限される。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジン駆動の負荷(4)、特に自動車のための駆動装置であって、駆動方向において連続的にエンジン(1)と、入力シャフト(5a)と出力シャフト(5b)を備えたトルクコンバータ(2)と、1次シャフト(3b)と2次シャフト(3c)とを備えた連続可変的なトランスマッション装置(3)とを有し、これらの間で摩擦力を利用してトルクを伝達することができる前記駆動装置において、

前記エンジン(1)と前記トルクコンバータ(2)との組み合わせによって前記トランスマッション装置(3)の前記1次シャフト(3b)において発生することができる公称的なトルク($T_{r, nom}$)が、前記トランスマッション装置(3)の最大滑りトルク($T_{s, max}$)より大きく、また、前記駆動装置にはトルクリミッター装置(6、8、9)が設けられており、これが該駆動装置の部品に作用して、運転中に前記エンジン(1)と前記トルクコンバータ(2)の組み合わせによって前記トランスマッション装置(3)の前記1次シャフト(3b)において実際に発生するトルク(T_r)が、ある画定された制限値($T_{r, lim}$)を越えることができないことを特徴とする駆動装置。

【請求項2】 エンジントルクの公称値とトルク転換ファクター(f)の平方根との積が、前記トランスマッション装置(3)の前記最大滑りトルク($T_{s, max}$)に実質的に等しくなるように前記エンジン(1)と前記トルクコンバータ(2)が設計されている請求項1に記載された駆動装置。

【請求項3】 前記トルクリミッター装置(6、8、9)が負荷(4)の低回転速度領域において動作する請求項1または請求項2に記載された駆動装置。

【請求項4】 前記トランスマッション装置(3)が前記2次シャフト(3c)の最小可能回転数に関係した伝達比に設定されている時には、前記制限値($T_{r, lim}$)が該トランスマッション装置(3)の前記最大滑りトルク($T_{s, max}$)と実質的に等しい請求項1から請求項3までのいずれか1項に記載された駆動装置。

【請求項5】 前記制限値($T_{r, lim}$)が、前記トランスマッション装置の油温や、該トランスマッション装置(3)の伝達比や、前記エンジンの回転数(N_e)や、前記トランスマッション装置(3)の1次シャフト(3b)の加速度、あるいは該1次シャフト(3b)の回転数(n)のような1あるいはそれ以上のパラメータに依存する請求項1から請求項4までのいずれか1項に記載された駆動装置。

【請求項6】 前記制限値($T_{r, lim}$)が少なくとも、前記トランスマッション装置(3)の1次シャフト(3b)の停止状態からの回転数(n)に依存しており、該制限値($T_{r, lim}$)が該1次シャフト(3b)の回転数(n)が増加すると低下するようになっている請求項5に記載さ

れた駆動装置。

【請求項7】 連続可変的な前記トランスマッション装置(3)には1次シャフト(5b)における1次ブーリーと、2次シャフト(5c)における2次ブーリーと、該2つのブーリーの周りに配置された駆動ベルト(3a)とが設けられており、該ブーリーの各々には、2つの円錐形のディスクが設けられており、少なくともそのうちの1つが移動装置によって軸線方向に移動することができ、該ディスクの間の前記駆動ベルト(3a)の半径方向の位置、従ってトランスマッション装置(3)の伝達比がある画定された領域の中で連続可変的に設定することができ、また駆動ベルトの最大滑りトルクが前記トランスマッション装置(3)の最大伝達可能なトルクの決定規準になっている請求項1から請求項6までのいずれか1項に記載された駆動装置。

【請求項8】 前記駆動ベルト(3a)が実質的に金属でできており、前記制限値($T_{r, lim}$)が少なくとも、停止状態からの前記トランスマッション装置(3)の1次シャフト(3b)の回転数(n)に依存しており、該制限値($T_{r, lim}$)の変化が駆動ベルトの疲労曲線に関係している請求項7に記載された駆動装置。

【請求項9】 前記トルクリミッター装置(6、8、9)が、第1に、前記トランスマッション装置(3)の1次シャフト(3b)におけるトルク(T_r)を画定するための1あるいはそれ以上の測定信号を発生させるための測定装置(8)を有し、第2に、前記エンジン(1)によって発生されるトルク(T_e)を制御するために、該測定信号を基に1あるいはそれ以上の制御信号を発生するための信号処理装置(6)を有し、第3に、該制御信号を基に、運転中の前記エンジン(1)と前記トルクコンバータ(2)との組み合わせによって前記トランスマッション装置(3)の1次シャフト(3b)において発生するトルク(T_r)を制限するためのアクチュエータ(9)を有している請求項1から請求項8までのいずれか1項に記載された駆動装置。

【請求項10】 前記トルクリミッター装置(6、8、9)が前記トルクコンバータ(2)の入力シャフト(5a)の回転数(N_{in})と、前記トルクコンバータ(2)の出力シャフト(5b)の回転数(N_{out})と、アクセルペダル(10)の姿勢(α)とを検出するためのセンサー(8a, 8b, 8c)を有している請求項1から請求項9までのいずれか1項に記載された駆動装置。

【請求項11】 前記トルクリミッター装置(6、8、9)が前記エンジン(1)への燃料供給量(β)の値を制限する請求項1から請求項10までのいずれか1項に記載された駆動装置。

【請求項12】 前記トルクコンバータ(2)が調節自在のトルク転換ファクター(f)を有するように設計され、前記トルクリミッター装置(6、8、9)が前記トルクコンバータ(2)のトルク転換ファクター(f)を

制限する請求項1から請求項11までのいずれか1項に記載された駆動装置。

【請求項13】前記トルクコンバータ(2)には該トルクコンバータのロックアップクラッチ(2a)が設けられており、前記トルクリミッター装置(6、8、9)が前記トルクコンバータ(2)のロックアップクラッチ(2a)に影響を与える請求項1から請求項12までのいずれか1項に記載された駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明が属する技術分野】本発明はエンジンによって駆動される負荷、特に自動車のための駆動装置において、駆動方向において連続的にエンジンと、入力シャフトと出力シャフトを備えたトルクコンバータと、1次シャフトと2次シャフトとを備えた連続可変的なトランスマッショナ装置とからなり、これらの間で摩擦力をを利用してトルクを伝達することができる駆動装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】この種の駆動装置は欧州特許E P-A-0、328、166から周知である。前記連続可変的なトランスマッショナ装置は駆動ベルト/ブーリーから成るものであり、1次シャフトに配置された1次ブーリーと、2次シャフトに配置された2次ブーリーとを有している。トルクを伝達するためには、該ブーリーの間に駆動ベルトが配置されている。各々のブーリーは2つの円錐形のディスクを有し、その内の少なくとも1つは移動装置によって軸線方向に移動させることができる。該移動自在のディスクの軸線方向位置が1次ブーリーと2次ブーリーのディスク間の駆動ベルトの半径方向位置を画定し、従ってトランスマッショナ装置の伝達比を決定する。2つのブーリーの移動装置を操作して、それらが互いに作用し合うことによって、駆動ベルトの半径方向位置と、ディスクが駆動ベルトに伝達する締付力との両方が制御される。

【0003】1次シャフトから2次シャフトへ向かう方向において、駆動ベルトによって伝達することのできる最大トルクは、最大許容締付力と伝達比に依存している。該最大許容締付力は駆動ベルトの材料特性とその設計とに依存する駆動ベルトの最大許容負荷によって制限される。該締付力と伝達されたトルクとの両方が駆動ベルトにおける全負荷となる。

【0004】もし駆動ベルトが金属でできている場合には、駆動ベルトの最大許容負荷は駆動ベルトの疲労曲線から得られることができる。該疲労曲線は駆動ベルトの最大許容負荷と駆動ベルトにおける負荷変化の回数との関係を示している。駆動ベルトにおける負荷変化の回数は駆動ベルトの回転数に比例し、従ってトランスマッショナ装置の1次シャフトの回転数にも比例している。後者の場合には、比例係数はトランスマッショナ装置の伝

達比に依存する。駆動ベルトの回転数が増加すると、疲労曲線は最初は下降する特徴を呈する。この特徴は、次に最大許容負荷がほぼ一定の値、従って最少値に到達するまで平旦な状態になっている。

【0005】トランスマッショナ装置の各々の伝達比に対する駆動ベルトの回転数が駆動装置を用いている間は、一般的にかなり変化するので、駆動ベルトの最大許容負荷は伝達比にも依存する。駆動装置の使用寿命の間の駆動ベルトの総回転数は、該駆動装置を使用する場合の運転条件に依存する。従って、信頼性を保つために、既知の設計において実際に使用されている駆動ベルトの負荷は最大許容負荷よりかなり低い。

【0006】1次シャフトと2次シャフトとを有していて、それらの間で摩擦力によってトルクが伝達されるような連続可変的なトランスマッショナ装置において、もしもその1次シャフトにおけるトルクがトランスマッショナ装置の最大伝達可能なトルクを越えると、駆動要素、例えばブーリーは被駆動要素、例えば駆動ベルトと共に回転することになるであろう。従って、最大伝達可能なトルクはトランスマッショナ装置の最大滑りトルクとして知られている。

【0007】既知の設計においては、駆動装置の規模は、駆動装置がトランスマッショナ装置の1次シャフトにおいて公称的に発生することのできるトルクが、トランスマッショナ装置の最大滑りトルクよりも常に小さくなるようなものとなる。ギヤ減速およびその類似物が存在する場合を除き、駆動装置によってトランスマッショナ装置の1次シャフトにおいて公称的に発生することのできるトルクは、公称的なエンジンのトルクにトルクコンバータのトルク転換ファクターを掛けた値にほぼ等しい。該公称的なエンジントルクはここではエンジンによって発生することのできる最大トルクとして画定され、トルクコンバータの公称的なトルク転換ファクターは、入力シャフトの回転数が零より大きく、出力シャフトの回転数が零に等しい場合のトルク転換ファクターとして画定される。公称的に発生することのできるこのトルクは、トルクコンバータの出力シャフトがロックされている、エンジンへの燃料供給量が最大値になっている状態、いわゆる“完全失速”状態になっている場合のみ発生される。実際には、完全失速中のエンジンの回転数は、エンジンが公称エンジントルクを発生している時の回転数よりも通常は小さい。従って、エンジンは完全失速中の前記公称エンジントルクより幾分小さなトルクを発生する。しかしながら、普通は前記エンジントルクの差は極めて小さく、完全失速トルクは前記公称エンジントルクと前記公称トルク転換ファクターとの積にはほぼ等しい。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】既知の設計に関して欠点が存在する。第1に、駆動装置の規模がエンジンと

トルクコンバータの組み合わせによって公称的に発生することのできるトルクに合わせるべきだとしているが、実際にはそんなトルクは通常の使用中には極めて例外的な状況の場合しか発生しないという点である。第2に、既知の設計においては、かなり変化し且つ従って予測し難い運転条件により、実際に採用されている駆動ベルトの負荷が最大許容負荷よりかなり小さいという点にある。

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明の目的は、これらの欠点をなくし、あるいは少なくともそれらを実質的に克服し、もっと一般的には、改良された、あるいはそれにとって代わる駆動装置を提供することにある。本発明によると、このことは、該エンジンと該トルクコンバータとの組み合わせによってトランスミッション装置の1次シャフトにおいて発生することのできる公称的なトルクが、トランスミッション装置の最大滑りトルクより大きく、また、該駆動装置にはトルクリミッター装置が設けられており、これが駆動装置の部品に作用して、運転中にエンジンとトルクコンバータの組み合わせによってトランスミッション装置の1次シャフトにおいて実際的に発生するトルクが制限される駆動装置によって達成される。この場合には、該トルクはトランスミッション装置の最大滑りトルクに關係する値に制限される。好ましくは、駆動装置の規模は、スロットル全開加速中に、エンジンとトルクコンバータとの組み合わせによりトランスミッション装置の1次シャフトにおいて発生するトルクが、該最大滑りトルクにほぼ等しくなるようなものになる。このようにして、トルクが実際的にトルクリミッター装置によって制限される状態の数は最少に維持される。大まかな設計のやり方によると、スロットル全開加速中に発生するトルクは、公称トルク転換ファクターの平方根に公称エンジントルクを掛けた値にほぼ等しい。実際のトルク転換ファクターは出力シャフトの回転数が増加するにつれて減少するが、このことはトランスミッション装置の1次シャフトにおいて発生するトルクが負荷を加速している間は減少することを意味している。与えられた負荷の回転数においては、トルク転換ファクターは充分小さくて、エンジンとトルクコンバータとの組み合わせによって前記最大滑りトルクより大きなトルクを発生させることは不可能である。この時点においては、前記トルクリミッター装置はベルトの滑りの危険性のない非活性状態になる。本発明の特別な改良点によると、制限値は可変である。従って、該制限値は1あるいはそれ以上のパラメータの関数として設定することができる。適切なパラメータの例としては、周囲温度、トランスミッション装置の伝達比、エンジンの回転数、トランスミッション装置の1次シャフトの加速度、およびこのシャフトの回転数がある。もし該制限値が1次シャフトの回転数に依存している場合には、該制限値は駆動ベルトの回転数が増加している時には減少するようにして

制御することができる。制限値の減少は駆動ベルトの疲労曲線に關係づけることができる。

【0010】本発明による駆動装置は該駆動装置を最適状態で使用することができるという利点を有している。該駆動装置は、該駆動装置に高出力のエンジン、および／または高トルク転換ファクターを有したトルクコンバータ、および／または低価格で生産することのできる連続可変的なトランスミッション装置が設けられているので、効率的に用いることができる。また、該設計は実際に使用される駆動ベルトの負荷と、駆動ベルトの最大許容負荷との差が減少され、トランスミッション装置の特性に関して有益であるという利点を有している。本発明による駆動装置を備えた自動車は、トランスミッション装置の1次シャフトに大きなトルクをかけることができ、および／またはトランスミッション装置の重量が軽くなるということによって、最適な動特性を示す。さらに、もし、より大きなトルク転換ファクターを有したトルクコンバータが採用されれば、駆動装置全体の伝達比の調節範囲が増大する。結果として、該トランスミッション装置は寸法を小さくすることができ、あるいは小さな回転数範囲を有したエンジンを採用することができる。さらに、もし本発明による対策が行われれば、エンジンとトルクコンバータとの組み合わせによって公称的に発生することのできるトルクに対する規模ではなく、かなり小さく選択することのできる発生トルクのための制限値に対する規模になっているので、トランスミッション装置はより安価な設計にすることができる。さらに、該駆動装置は、該駆動装置を備えた自動車を山岳領域で普通に使用するような、普通でない状態の場合でも、最適に機能し続けるであろう。

【0011】前記駆動装置を通常使用する時には、駆動ベルトはトランスミッション装置の2次シャフトの最小回転数と關係した伝達比において、相対的にほとんど回転しないことになる。この性質の伝達比は特に2次シャフトの加速中と、前記“完全失速”中において用いられる。この場合には、1次シャフトにおけるトルクが最大値に到達するので、本発明によると、エンジンとトルクコンバータとの組み合わせによって実際に1次シャフトにおいて発生することのできるトルクは、好ましくは、トランスミッション装置が2次シャフトの最小可能回転速度に關係した伝達比に設定されている時の、トランスミッション装置の最大滑りトルクに關係した値に制限される。

【0012】本発明によると、トルクリミッター装置は駆動装置の中でクラッチを有していてもよく、これはエンジンとトルクコンバータとの組み合わせによってトランスミッション装置の1次シャフトにおいて発生されるトルクが前記制限値を越す前に滑り出すように制御される。

【0013】前記トルクリミッター装置はまたトルクコ

ンバータのトルクコンバータロックアップクラッチを有していてもよい。該トルクコンバータロックアップクラッチをより大きくあるいはより小さく閉じることにより、1次シャフトのトルクを増大させることなしに、より大きい比率あるいはより小さい比率の瞬時エンジントルクが発生される。残りのエンジントルクは1次シャフトのトルクを増大させるトルクコンバータによって発生される。このことによって、トランスミッション装置の1次シャフトに発生することのできるトルクを、前記瞬時エンジントルクと、このトルクに瞬時トルク転換ファクターを掛けた値との間の値に調節することが可能となる。

【0014】調節可能なインペラおよび／またはタービンを有したトルクコンバータを用いる時には、前記トルクリミッター装置は調節機構に作用し、もってトルクコンバータのトルク転換ファクターに影響を与える。トルク転換ファクターを減少あるいは増加させることにより、瞬時エンジントルクはより小さいファクターあるいはより大きなファクターによって増大される。このようにして、トランスミッション装置の1次シャフトにおいて発生することのできるトルクを、瞬時エンジントルクに、一方では、調節可能な最小トルク転換ファクターを掛けた値と、他方では、調節可能な最大トルク転換ファクターを掛けた値との間の値に調節することが可能となる。

【0015】本発明によると、前記トルクリミッター装置はエンジンへの燃料供給量に作用することができ、該エンジンによって発生されるトルクに影響を受ける。燃料供給量は、エンジンとトルクコンバータとの組み合わせによってトルクコンバータの1次シャフトにおいて発生するトルクが制限値を越えないように制御される。

【0016】欧州特許EP-A-0、446、947が、駆動装置の中に制御装置が収納され、該制御装置がトランスミッション装置の1次シャフトにおける最大トルクを調節するような装置を開示していることに注意すべきである。この明細書から知られる装置は、トランスミッション装置を、駆動装置の中で駆動方向とは逆方向に進行していくトルクの変動に対して、保護することを目的としている。該制御装置は油圧作動するディスククラッチとして設計されている。ディスククラッチが作動される時の油圧圧力の値は、該クラッチによって伝達される最大トルクに影響を与える。さらに、米国特許US-A-5、042、325が連続可変的なトランスミッション装置を開示していて、そこでは伝達流体の油圧圧力が損失したような緊急状態の時には、トランスミッション装置の1次シャフトにおいて発生されるトルクが電子エンジン制御装置によって制限される。しかしながら、前記2つの既知装置は余り大き過ぎるトルクがトランスミッション装置の中に入り込むのを防ぐことを目的としており、それによって駆動装置が予測不可能な状態

になるのを防いでいる。しかしながら、本発明は駆動装置の全体特性を改良することを目的としている。さらに、本発明はエンジンと、トランスミッション装置の最大滑りトルクよりも大きなトルクを公称的に発生するとのできるトルクコンバータとの組み合わせを利用することができるという点において既知の装置とは異なっている。

【0017】本発明によると、前記トルクリミッター装置は部分的あるいは全体的にエンジン制御装置の中、およびトランスミッション装置制御装置の中へ一体化されていてもよく、あるいはもしこれらの2つが一体化された制御装置として設計されている場合には、駆動装置の制御装置の中へ組み込まれる。

【0018】本発明は以下の図面を参照しながら、非限定的な例示的実施例の形で、より詳細に説明することにする。

【0019】

【発明の実施の形態】図1に示された駆動装置は、エンジン1と、トルクコンバータ2と、1次シャフト3bと

20 第2シャフト3cを備えた連続可変トランスミッション装置3と負荷4とを有する。前記負荷4は自動車の被駆動車輪として示されている。例示的な実施例を単純化するため、該駆動装置には付加的な減速ギア(reduction)は組み込まれていない。エンジン1のクラランクシャフトはトルクコンバータ2の入力シャフト5aに連結されている。従って、エンジンの回転数(N_e)はトルクコンバータの入力シャフト5aの回転数(N_e)に等しい。該トルクコンバータ2はトランスミッション装置3の1次シャフト3bに連結された出力シャフト5bを有している。従って、トルクコンバータの出力シャフト5bの回転数(N_e)は1次シャフト3bの回転数(N_e)に等しい。 (N_e) と (N_e) が等しく、また (N_e) と (N_e) が等しいので、問題にしている回転数は以下単にそれぞれ (N_e) 、 (N_e) と称することにする。トランスミッション装置3の2次シャフト3cはシャフト5cを介して負荷4に連結されている。

【0020】トルクリミッター装置6、8、9は電子回路を含むように設計されており、シャフト5aの回転数、即ち、 (N_e) とシャフト5bの回転数、即ち (N_e) と (N_e) とをそれぞれ検出するための測定装置8bと8cを有している。該トルクリミッター装置6、8、9はまたアクセルペダル10の姿勢(α)を検出するための測定装置8aを有している。アクセルペダル10の姿勢(α)はエンジン1への燃料供給量(β)を画定し、従ってトルクコンバータ2の入力シャフト5aにおいてエンジン1によって生じるトルクを画定する。前記3つのパラメータを測定するためのセンサーは既に従来型の駆動装置において存在し、従って問題にしている信号は容易に得ることができる。トルクリミッター装置6、8、9はさらに信号処理装置6を有し、これは図においては

電子制御装置あるいはECUとして示されている。アクチュエータ9を介して、前記トルクリミッター装置6、8、9はエンジン1への燃料供給量(β)を制限することができ、従ってエンジン1によって発生されるトルク(T_e)を制限することができる。この例においては、前記アクチュエータ9はスロットル弁7の開度を制御し、該スロットル弁はエンジン1への燃料供給量(β)を決定する。

【0021】前記トルクリミッター装置6、8、9がスロットル弁7の開度の適当な値を決定するという事実によって、1次シャフト3bに発生するトルク(T_e)がトランスミッション装置3の最大滑りトルク(T_s)を越えないことが保証される。

【0022】前記信号処理装置6の実施例が図2に図式的に示されている。該信号処理装置6はブロック6aからブロック6eまでによって示されるように、多数の機能を満たしている。ブロック6aはエンジンの特性曲線を示しており、エンジン1によって発生されるトルク

(T_e)はエンジンの回転数(N_e)とアクセルペダル10の姿勢(α)の関数として確立される。エンジンの回転数(N_e)とアクセルペダル10の姿勢(α)を表す測定信号によって、エンジン1によって発生されるトルク(T_e)がブロック6aにおいて決定される。ある種の場合には、このトルクを表す信号はエンジン制御装置から直接得ることができる。ブロック6bはトルクコンバータ2の代表的な特性を示しており、該ブロック6bにおいてトルク転換ファクター(f)は、入力シャフト5aの回転数(N_i)をトルクコンバータ2の出力シャフト5bの回転数(N_o)で割ったものの関数として確立される。エンジンの回転数(N_e)とトランスミッション装置3の1次シャフト3bの回転数(N_o)とを表す測定信号によって、トルクコンバータ2のトルク転換ファクター(f)がブロック6bにおいて確立される。ブロック6cにおいては、1次シャフト3bにおいて発生するトルク(T_e)が、エンジン1によって発生されるトルク(T_e)とトルク転換ファクター(f)によって決定されることが示されている。ブロック6dにおいては、1次シャフト3bにおいて発生するトルク(T_e)が出力(Y)、(N)を用いてそのトルクの制限値(T_{el})と比較される。もし1次シャフト3bに発生するトルク(T_e)が制限値(T_{el})を越えていなければ、エンジン1によって発生されるトルク(T_e)は、出力(N)を経て、1次シャフト3bに発生するトルク(T_e)をトルク転換ファクター(f)で割ったものに等しくされる。もし1次シャフト3bに発生するトルク(T_e)が制限値(T_{el})に等しいかあるいはそれ以上である場合には、エンジン1によって発生されるトルク(T_e)は、出力(Y)を経て、該制限値(T_{el})をトルク転換ファクター(f)で割ったものに等しくされる。最後に、ブロック6eにおいては、エンジン1に

よって発生されるトルク(T_e)と、エンジンの回転数(N_e)と、エンジンの特性曲線を用いて、エンジン1によって発生されるトルク(T_e)がエンジンの回転数(N_e)と燃料供給量(β)の関数として確立され、適正な燃料供給量(β)が画定される。

【0023】図2に示した例示的な実施例において、代表的なエンジン特性曲線とトルクコンバータの特性とが電子メモリーの中に記憶される。更に詳しくは、前記代表特性はアルゴリズム的あるいは油圧的、あるいは機械的な形態として記憶してもよい。ある種の場合には、エンジン1によって発生されるトルク(T_e)を表す信号は、(電子的な)エンジン制御装置から得ることができる。また、1次シャフト3bにおいて発生するトルク(T_e)を、トルクコンバータ2の出力シャフト5bにおけるトルクメーターによって、直接、画定することも可能である。

【0024】図3はトルク(T)を縦軸に、回転数(N)を横軸に取ったグラフを示している。点線の曲線11、12は従来技術による駆動装置に関する、エンジン1とトルクコンバータ2との組み合わせによって1次シャフト3bにおいて発生するトルク(T_e)と、該シャフト3bの回転数(N_e)との関係を示している。駆動装置が“完全失速(full stall)”の状態から加速する場合、即ち、トルクコンバータ2の出力シャフト5bがロックされていて、同時にエンジン1への燃料供給量(β)が最大値になっている場合には、1次シャフト3bにおいて発生するトルク(T_e)は曲線11に追従するであろう。この場合には、トランスミッション装置3の規模はトランスミッション装置3の最大滑りトルク(T_s)が1次シャフト3bにおいて公称的に発生するトルク(T_e)と少なくとも等しくなるようなものとなる。駆動装置の定常状態、即ち、出力シャフト5bがロックされていない状態から加速する場合には、トランスミッション装置3の1次シャフト3bにおいて発生するトルク(T_e)は曲線12に追従する。前記定常状態から加速する場合には、トランスミッション装置3は最適には使用されないという結果になる。

【0025】本発明は、増大したトルク転換ファクター(f)を有したトルクコンバータ2を使用することができるよう電子回路や測定装置および制御装置を用いることによって、この性質の最適利用を達成することを目的としている。前記曲線13、14は“完全失速”的状態から加速している間の、トランスミッション装置3の1次シャフト3bにおいて発生するトルク(T_e)のプロファイル(profile)を示している。本発明によるトルクリミッター装置6、8、9がなければトランスミッション装置3の1次シャフト3bにおいて発生するトルク(T_e)は破線で示した曲線15に追従するであろう。この状態は、1次シャフト3bにおいて公称的に発生し得るトルク(T_e)が、トランスミッション

11 装置3の最大滑りトルク (T_{max}) を越えるので、望ましくない。もし前記駆動装置に本発明によるトルクリミッター装置6、8、9が設けられておれば、トランスマッショングループ3の1次シャフト3bにおいて発生するトルク (T_{a}) は制限されて、該トルクは曲線13に追従することになる。図3に関して言うと、該トルクのための制限値 (T_{c}) は一定である。該制限値 (T_{c}) はトランスマッショングループ3の最大滑りトルク (T_{max}) に關係しており、従って、エンジン1とトルクコンバータ2との組み合わせによって1次シャフト3bにおいて発生するトルク (T_{a}) は最大滑りトルク (T_{max}) を越えることができない。結果として、駆動装置の規模は、定常状態からの加速時において、トランスマッショングループ3の1次シャフトにおいて発生する最大トルク (T_{a}) が、最大滑りトルク (T_{max}) に等しくなるようなものとすることができる。本発明による制御装置6、8、9を設けた駆動装置における定常状態からの加速は曲線14によって示されている。加速中は、この種の駆動装置は、従来技術による同等な駆動装置よりも、相当高いトルクを提供することができる。本発明による駆動装置の動特性もこれに對応してより優れたものである。

【0026】図4はトルク (T) を縦軸に、時間 (t) を横軸に取ったグラフを示している。従来技術による駆動装置の場合について、曲線16は、エンジン1とトルクコンバータ2との組み合わせによって1次シャフト3bによって発生するトルク (T_{a}) と、“完全失速”の状態から1次シャフト3bを加速している間の時間 (t) との関係を示している。もし前記駆動装置に本発明によるトルクリミッター装置6、8、9が設けられておれば、1次シャフト3bにおけるトルク (T_{a}) は、1次シャフト3bにおいて実際的に発生するトルク (T_{a}) が曲線17に追従するようにして、制限することができる。制限値 (T_{c}) は点と破線の線18によって示されており、これは挿入図として示した駆動ベルト3aの疲労曲線に關係している。駆動ベルト3aの回転数 (n) は、時間 (t) と、1次シャフト3bの回転数 (N_{a}) との積に、直接、比例し、その比例定数はトランスマッショングループ3の伝達比に依存する。

【0027】時間 (t_1) の加速開始時においては、制限値 (T_{c}) は (T_{max}) に等しく、この (T_{max}) は駆動ベルト3aの低回転数 (n) における最大ベルト負荷に關係するものである。駆動ベルト3aの回転数 (n) は時間 (t) に対して比例的に増加するので、駆

動ベルト3aに関する最大許容負荷は、駆動ベルト3aの疲労曲線に従って低下する。前記制限値 (T_{c}) は該最大許容負荷を越えないように、トルクリミッター装置6、8、9によって調節される。時間 (t_1) においては (T_{a}) は (T_{c}) と等しくなり、それ以降はトルクリミッター装置は駆動装置の部品に対してはもはや作動しなくなる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による駆動装置の実施例を示す図。

【図2】信号処理装置の実施例の図式図。

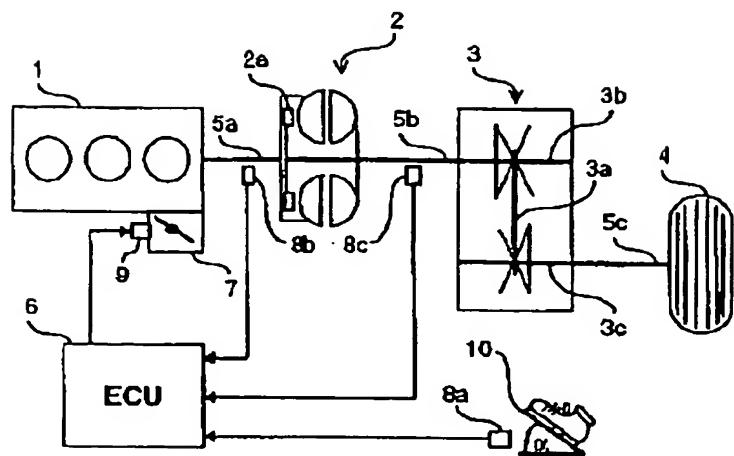
【図3】本発明によるトルクリミッター装置を設けた駆動装置について、1次シャフトにおけるトルクを、停止状態からの加速時の該シャフトの回転速度の関数として曲線で概略的に示したグラフ。

【図4】本発明によるトルクリミッター装置を設けた駆動装置について、1次シャフトにおけるトルクを、“完全失速”的の時間の関数として曲線で概略的に示したグラフ。

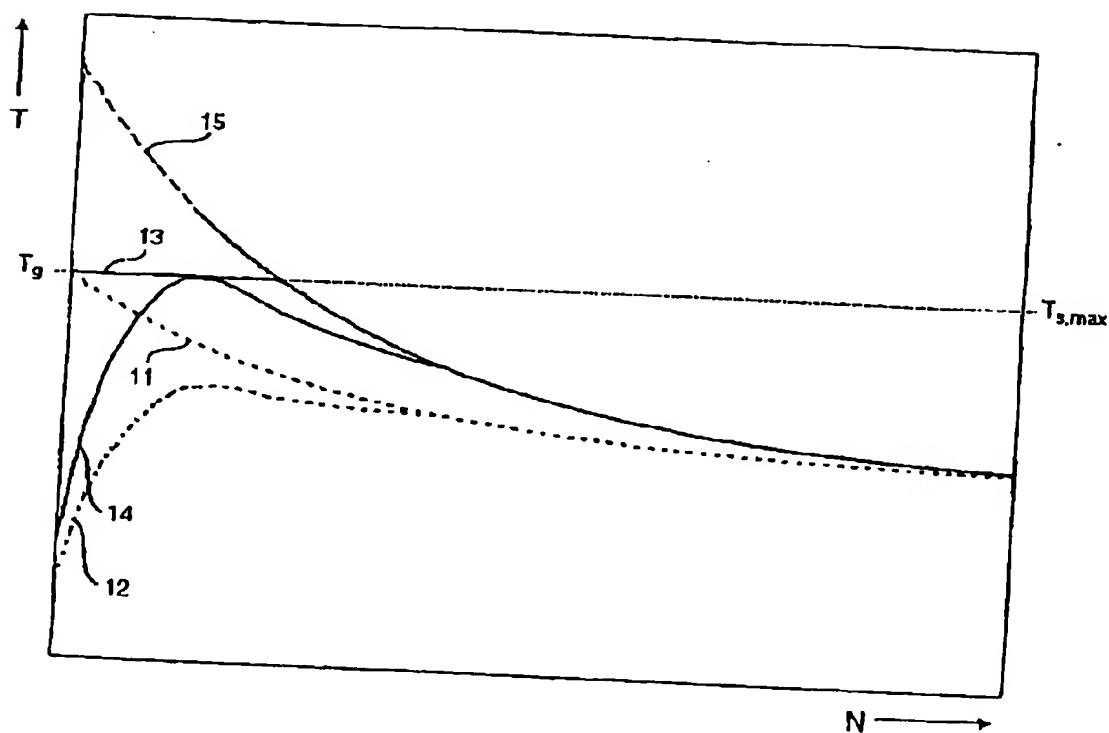
【符号の説明】

20	1 エンジン
	2 トルクコンバータ
	2a ロックアップクラッチ
	3 トランスマッショングループ
	3a 駆動ベルト
	3b 1次シャフト
	3c 2次シャフト
	4 負荷
	5a 入力シャフト
	5b 出力シャフト
30	5c 2次シャフト
	6 信号処理装置
	8 測定装置
	9 アクチュエータ
	10 アクセルペダル
	T_{a} トルク
	T_{c} エンジントルク
	T_{max} 滑りトルク
	T_{r} 制限値
	f トルク転換ファクター
	N_{a} エンジン回転数
	N_{b} 出力シャフトの回転数
	n 1次シャフトの回転数
	α ペダルの位置
	β 燃料供給量

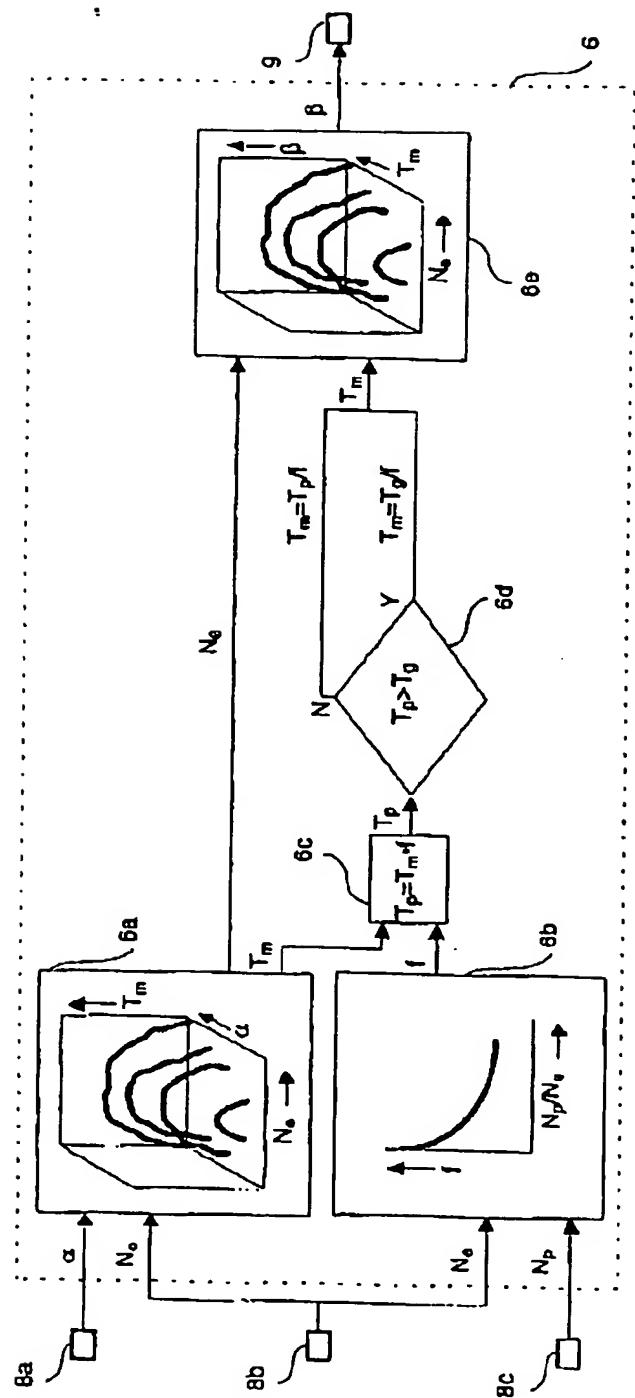
[図 1]



[図 3]



[図 2]



【図 4】

